

7. Ol'shans'kyy V. P., Ol'shans'kyy S. V. Kolyvannya kubichno nelineynogo ostsylatora, sprychyneni impul'snym navantazhenyamy [Vibrations of cubically nonlinear oscillator caused by impulse load]. *Visnyk NTU «KhPI». Seriya : Matematychni modelyuvannya v tekhnitsi ta tekhnologiyakh* [Bulletin of NTU «KhPI». Series: Mathematical modeling in engineering and technology]. Kharkiv, NTU "KhPI", Publ., 2017, no. 6 (1228), pp. 86–94.
8. Dinnik A. N. *Udar i szhatie uprugikh tel* [Impact and compression of elastic bodies]. Kiev, Izdanie AN USSR Publ., 1952, vol. 1, 350 p.
9. Gol'dsmit V. *Udar. Teoriya i fizicheskie svoystva soudaryaemykh tel* [Impact. Theory and physical properties of colliding bodies]. Moscow, Gosstroyizdat Publ., 1965. 447 p.
10. Kil'chevskiy N. A. *Teoriya soudareniya tvyerdykh tel* [The theory of collision of solids]. Kiev, Naukova dumka Publ., 1969. 247 p.
11. Panovko Ya. G. *Vvedenie v teoriyu mekhanicheskogo udara* [Introduction to the theory of mechanical shock]. Moscow, Nauka Publ., 1977. 232 p.
12. Philippov A. P. *Kolebaniya deformiruemykh sistem* [Oscillations of deformable systems]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1970. 734 p.
13. Ol'shanskiy V. P., Tishchenko L. N., Ol'shanskiy S. V. *Kolebaniya sterzhney i plastin pri mekhanicheskoy udare* [Vibrations of rods and plates under mechanical impact]. Kharkov, Mis'kdruk Publ., 2012. 320 p.
14. Yanke E., Emde F., Lesh F. *Spetsial'nye funktsii* [Special Functions]. Moscow, Nauka Publ., 1977. 344 p.
15. Prudnikov A. P., Brychkov Yu. A., Marichev O. I. *Integraly i ryady (elementarnye funktsii)* [Integrals and series (elementary functions)]. Moscow, Nauka Publ., 1981. 800 p.
16. Ol'shans'kyy V. P., Ol'shans'kyy S. V. Pro rukh ostsylatora zi stepenevoy kharakterystykoy pruzhnosti [On the movement of an oscillator with power elasticity characteristic]. *Vibratsiyi v tekhnitsi ta tekhnologiyakh. Vseykrayins'kyy naukovy-tekhnichnyy zhurnal* [Vibrations in technic and technologies. Pan-Ukrainian scientific and technical journal]. Vinnitsa, 2017, no. 3 (86), pp. 34–40.

Надійшла (received) 15.02.2018

## Відомості про авторів / Сведения об авторах / Information about authors

**Ольшанський Василь Павлович (Ольшанский Василий Павлович, Olshanskiy Vasiliy Pavlovich)** – доктор фізико-математичних наук, професор, Харківський національний технічний університет сільського господарства імені П. Василенка, м. Харків; тел.: (066) 010-09-55.; e-mail: stasolsh77@gmail.com.

**Ольшанський Станіслав Васильович (Ольшанский Станислав Васильевич, Olshanskiy Stanislav Vasilevich)** – кандидат фізико-математичних наук, Харківський національний технічний університет сільського господарства імені П. Василенка, м. Харків; тел.: (057) 343-29-41; email: stasolsh77@gmail.com.

УДК 621.434.1

**О. О. ОСЕТРОВ, Д. С. АЛЬОХИН, О. М. БЕКАРЮК****РОЗРАХУНКОВА ОЦІНКА СЕРЕДНЬОЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ДВИГУНА ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ**

Запропоновано комплексну математичну модель робочого процесу двигуна внутрішнього згорання у складі автомобіля. З використанням цієї моделі визначено поточні і середні експлуатаційні показники двигуна при русі автомобіля на режимах випробувального циклу NEDC. Проаналізовано вплив радіуса коліс, висоти та маси транспортного засобу, моменту запалювання, ефективності трансмісії та опору дорожньої поверхні на середню експлуатаційну витрату палива. Також розглянуто перспективи подальших досліджень.

**Ключові слова:** математичне моделювання, робочий процес, випробувальний цикл, параметри, NEDC, середня витрата палива.

**А. А. ОСЕТРОВ, Д. С. АЛЕХИН, А. Н. БЕКАРЮК****РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА СРЕДНЕЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ**

Предложена комплексная математическая модель рабочего процесса двигателя внутреннего сгорания в составе автомобиля. С использованием данной модели определены текущие и средние эксплуатационные показатели двигателя при движении автомобиля на режимах испытательного цикла NEDC. Проанализировано влияние радиуса колес, высоты и массы транспортного средства, момента зажигания, эффективности трансмиссии и дорожного сопротивления на средний эксплуатационный расход топлива. Также рассмотрены перспективы дальнейших исследований.

**Ключевые слова:** математическое моделирование, рабочий процесс, испытательный цикл, параметры, NEDC, средний расход топлива.

**A. A. OSETROV, D. S. ALYOKHIN, A. N. BEKARIUK****CALCULATED ESTIMATE OF THE AVERAGE OPERATING FUEL ECONOMY OF A CAR ENGINE**

The objective of the paper is estimation of the average operational fuel economy of a car engine. The efficiency of the car engine working process depends on its design parameters, the intensity of the gear shift, driving style, driving mode. In order to estimate the influence of various factors on the average fuel-economic and environmental performance of the engine, various test cycles are used. In European countries the NEDC test cycle is considered as a basic one. In the paper a complex mathematical model of the working process of the vehicle engine is presented. Using the mathematical model the parameters of the engine are determined for the car moving in the modes of the NEDC test cycle. As a result of processing the data at all points of the cycle the average operating parameters of the engine are obtained. The influence of the wheel radius, height and mass of the vehicle, ignition timing, transmission efficiency and resistance of the road surface on the engine average operating fuel consumption is analyzed. We also consider some recommendations for further research.

**Key words:** mathematical modeling, working process, test cycle, parameters, NEDC, average fuel consumption.

© О. О. Осетров, Д. С. Альохин, О. М. Бекарюк, 2018

**Вступ.** Рівень викидів та економія палива автомобільних двигунів залежать від конструктивних параметрів двигуна, інтенсивності перемикавання передач, стилю водіння водія, режиму руху, та ін. Для оцінки впливу різних факторів на середню витрату палива, а також економічні та екологічні показники двигуна, виконують експериментальні дослідження автомобілів на бігових барабанах за різними випробувальними циклами: Japanese, NEDC, NYCC, IM240, FTP-75 UDDS, US06, та іншими. Зокрема, в Європейських країнах прийнято за основу випробувальний цикл NEDC, що включає ділянки руху автомобіля в умовах міста і поза містом [1].

Експериментальна оптимізація параметрів автомобіля пов'язана зі значними матеріальними і часовими витратами. У зв'язку з цим раціональним на етапі проектування і оптимізації є використання математичних моделей і проведення розрахункового дослідження, а на етапі уточнення математичних моделей і перевірки результатів моделювання – проведення експерименту.

Оцінка роботи двигуна у складі автомобіля є комплексною задачею, що потребує моделювання складних динамічних і перехідних процесів. В той же час, в існуючих спробах вирішити дане завдання [2 – 9] вдаються до надзвичайного спрощення реальних процесів або не враховують важливі чинники, що мають місце у системі двигун – автомобіль. Вказане визначає напрям наукового дослідження.

**Аналіз останніх досліджень.** В багатьох дослідженнях здійснено спроби визначення середньої експлуатаційної витрати палива або енергії транспортними засобами. Роботи [2] – [8] засновані на статистичному моделюванні. В роботі [2] витрати енергії (кДж/км) автомобілем за Європейський їздовий цикл MVEG-95 запропоновано визначати зі співвідношення

$$E_{MVEG-95} \approx F_a K \cdot 1.9 \cdot 10^4 + m_a \psi_0 \cdot 8.4 \cdot 10^2 + m_a 10,$$

де  $m_a$  – маса автомобіля;  $\psi_0$  – коефіцієнт сумарного дорожнього опору;  $F_a$  – лобова площа автомобіля;  $K$  – коефіцієнт аеродинамічного опору повітря.

Подібні залежності запропоновані в роботах [3] і [4], де середня експлуатаційна витрата палива автомобілем представляє собою функцію від мінімальної питомої ефективної витрати палива на найбільш економічному режимі, ККД трансмісії, густини палива, середньої швидкості автомобіля і потужності, що витрачається на подолання дорожнього тертя, опору повітря і сил інерції.

Підхід, що запропоновано в роботах [2] – [4], є вкрай спрощеним і дозволяє проводити лише орієнтовну оцінку шляхової витрати палива або енергії автомобілем, не кажучи вже про оптимізаційні дослідження.

Більш детальні моделі запропоновані в роботах [8] і [9]. Залежно від параметрів руху автомобіля (залежність швидкості автомобіля від часу циклу), відомої стратегії перемикавання передач, параметрів трансмісії та автомобіля в кожній точці випробувального циклу з заданим розрахунковим кроком розраховуються частота обертання колінчастого валу і потрібна потужність двигуна. Відповідна цим параметрам витрата палива визначається за картою паливної економічності двигуна, що отримана експериментальним шляхом на стаціонарних режимах на моторному стенді. Дані, що отримані в усіх точках циклу, використовуються для розрахунку середньої експлуатаційної витрати палива. Цей підхід не дозволяє досліджувати вплив параметрів і налаштувань двигуна і автомобіля на середню паливну економічність. Слід також зазначити, що характеристики двигуна, отримані на стаціонарних і змінних режимах роботи, значно відрізняються одне від одного.

В роботі [8] прийнято, що середня витрата палива автомобілем залежить, в основному, від режимів розгону та руху при постійній швидкості. Витрата палива на режимах гальмування і холостого ходу не береться до уваги. В кожному з двох прийнятих режимів розраховується миттєва питома витрата палива з використанням поліноміальних функцій, які отримані математичною обробкою експериментальних характеристик декількох двигунів при повних і часткових навантаженнях. Як і в розглянутих вище роботах представлена модель майже не враховує вплив параметрів двигуна на середню експлуатаційну витрату палива.

**Постановка задачі.** Метою дослідження є побудова математичної моделі робочого процесу двигуна MEM3 307.1 у складі автомобіля ЗАЗ-Sens, що дозволяє оцінювати вплив параметрів конструкції автомобіля та двигуна на середню експлуатаційну витрату палива.

**Математична модель.** *Математична модель випробувального циклу.* В даному дослідженні прийнято розрахунково-експериментальний метод, описаний в роботі [10]. Весь випробувальний цикл розбивається на ділянки тривалістю  $\Delta\tau = 1$  с, в яких швидкість руху автомобіля, а, відповідно, і роботи двигуна, не змінюються (рис. 1).

Параметри руху автомобіля на квазістаціонарних режимах перераховуються в частоту обертання колінчастого валу і потужність двигуна, які визначаються, відповідно, за формулами:

$$n = \frac{v \cdot u_{ki} \cdot u_{pb} \cdot u_0}{0.377 \cdot r_{st}}; \quad N_e = \frac{m_a \cdot 9.81 \cdot \Psi_d \cdot v}{3600 \cdot \eta_T} + \frac{K \cdot F \cdot v^3}{46656 \cdot \eta_T},$$

де  $u_{ki}$  – передавальне число коробки передач;  $u_{pb}$  – передавальне число роздавальної коробки;  $u_0$  – передава-

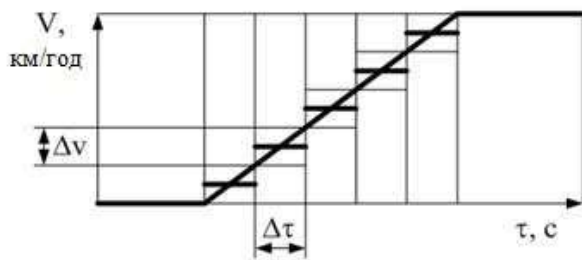


Рис. 1 – Перетворення перехідного процесу в послідовність елементарних квазістаціонарних режимів.

ження робочого процесу двигуна, визначаються параметри його паливної економічності і токсичності відпрацьованих газів.

Параметри двигуна на відповідних квазістаціонарних режимах прискорення і гальмування визначаються за формулами:

$$Q_{i\_реж\_прискор} = k_{прискор}^i \cdot Q_{i\_реж}; \quad Q_{i\_реж\_гальм} = k_{гальм}^i \cdot Q_{i\_реж},$$

де  $Q_{i\_реж}$  – відповідно, параметри двигуна на квазістаціонарному режимі;  $k_{прискор}^i$ ,  $k_{гальм}^i$  – емпіричні коефіцієнти, які враховують зміну параметрів двигуна, відповідно, під час прискорення та гальмування для даного типу транспортного засобу [11].

Дані, отримані на усіх режимах випробувального циклу, використовуються для визначення витрати палива. Цей метод враховує вплив параметрів конструкції автомобіля та двигуна на робочий процес двигуна та може використовуватися для оптимізаційних завдань.

Вище показано, що на кожному розрахунковому кроці проводиться експериментальне дослідження або математичне моделювання робочого процесу двигуна. Тому наступним кроком дослідження була розробка математичної моделі робочого процесу двигуна для використання в комплексі з прийнятою моделлю випробувального циклу.

#### Квазістаціонарна термодинамічна модель робочого процесу двигуна з іскровим запалюванням.

В основу розрахунку робочого процесу покладена квазістаціонарна термодинамічна модель робочого процесу двигуна з іскровим запалюванням.

У табл. 1 представлено технічну характеристику двигуна MEM3-307.1, що є об'єктом дослідження.

Таблиця 1 – Параметри двигуна MEM3 307.1

Параметр	Значення
Об'єм	1299 см <sup>3</sup>
Максимальна потужність	51,5 кВт при $n = 5200 - 5500$ хв <sup>-1</sup>
Максимальний крутний момент	107,8 Н·м при $n = 3000 - 3500$ хв <sup>-1</sup>
Кількість циліндрів	4 4
Діаметр циліндра	75 мм
Хід поршня	73,5 мм
Ступінь стиску	9,8

Математична модель робочого процесу двигуна основана на рівнянні першого принципу термодинаміки, закону збереження маси та рівняння стану. Передбачається, що робоче тіло має властивості ідеального газу, а процеси в циліндрі двигуна – квазістаціонарні. Кількість переданої в стінку теплоти розраховується за формулою Ньютона – Ріхмана, в якій коефіцієнт тепловіддачі стінці від газу визначається за формулою Вошіні. Математичне моделювання згоряння в циліндрі двигуна здійснюється за формулою І. І. Вібе. Механічні втрати на тертя визначаються за емпіричними залежностями від частоти обертання колінчастого валу, уточненими за результатами експериментальних досліджень на кафедрі двигунів внутрішнього згоряння НТУ «ХПІ».

Ця математична модель реалізована в середовищі програмного забезпечення MATLAB®. Результати розрахунку параметрів робочого процесу двигуна для окремого квазістаціонарного режиму та параметрів двигуна під час випробувального циклу NEDC показано на рис. 2 і 3.

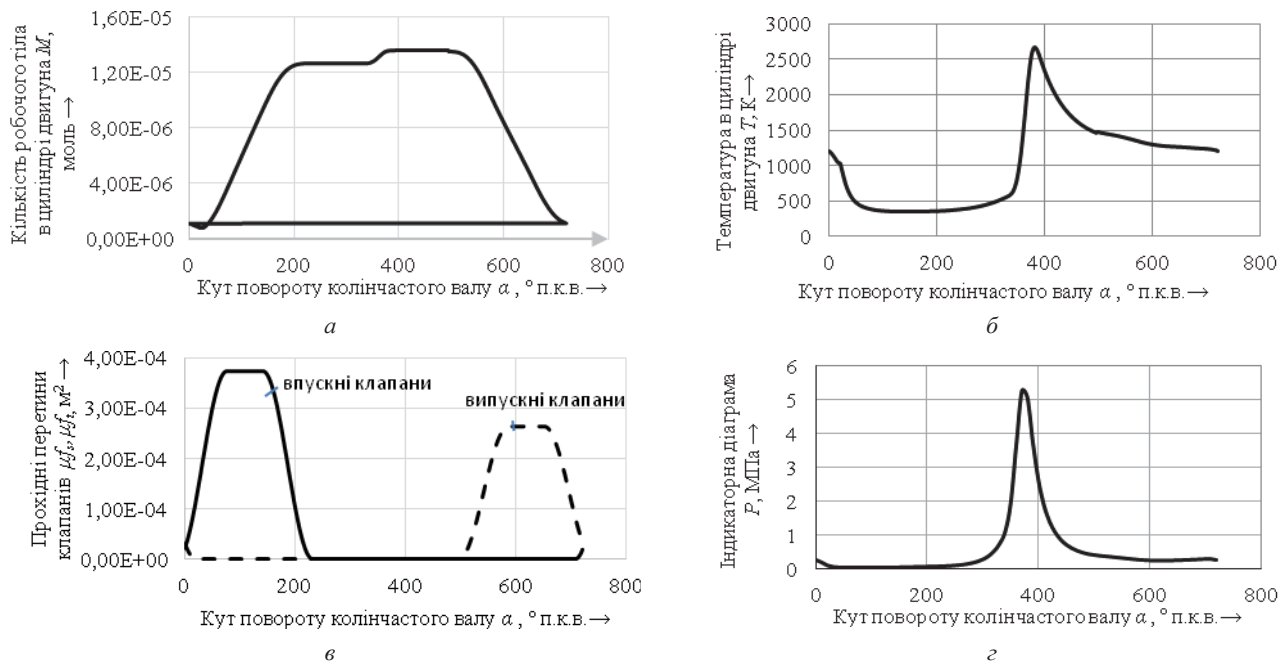


Рис. 2 – Результати розрахунку параметрів робочого процесу двигуна на режимі  $N_e = 50$  кВт,  $n = 5000$  хв $^{-1}$ :

а – кількість робочого тіла в циліндрі двигуна  $M$ ; б – температура в циліндрі двигуна  $T$ ;

в – прохідні перетини клапанів  $\mu_{fs}$ ,  $\mu_{ft}$ .

**Аналіз впливу параметрів автомобіля та двигуна на середню експлуатаційну витрату палива.** З використанням розробленої комплексної математичної моделі проаналізовано вплив радіуса коліс, висоти, маси автомобіля, моменту подачі іскри за кутом повороту колінчастого валу, ККД трансмісії, а також опору дорожнього покриття на середню експлуатаційну витрату палива двигуном (л/100км).

Радіус коліс варіювали в межах від 0,25 м до 0,35 м при базовому значенні 0,285 м. Колеса з даними розмірами можна встановити на автомобіль не змінюючи його конструкцію. Висота автомобіля змінювалася в межах від 1,402 до 1,472 м при базовому значенні 1,432 м. Зміни висоти можна досягти зміною параметрів трансмісії та салону автомобіля. ККД трансмісії автомобіля варіювали в межах від 0,88 до 0,92 при базовому значенні 0,92. Кут запалювання змінювали від 320 до 350 гр.п.к.в. при базовому варіанті 327 гр.п.к.в.. Маса автомобіля варіювалася від 1200 кг до 1600 кг при базовому значенні 1400 кг. Так само було проаналізовано, як змінюється питома витрата палива двигуном в залежності від якості дорожнього покриття. Для цього з роботи [12] використано коефіцієнти сумарного дорожнього опору для асфальту і ґрунту, які змінювалися в межах від 0,0101 до 0,035 при базовому значенні 0,0101. На рис. 4 наведено результати розрахунку впливу наведених вище параметрів і регулювань на середню експлуатаційну витрату палива. Аналіз даних рис. 4 показує, що збільшення радіусу коліс на 29 % приводить до зменшення витрати палива автомобілем на 19 %. Це можна пояснити тим, що зменшення радіусу автомобіля за незмінної швидкості приводить до збільшення частоти обертання коліс автомобіля, частоти колінчастого валу і, як наслідок, зростання механічних втрат в двигуні, що негативно впливає на експлуатаційну витрату палива. Отже, радіус коліс доцільно збільшувати.

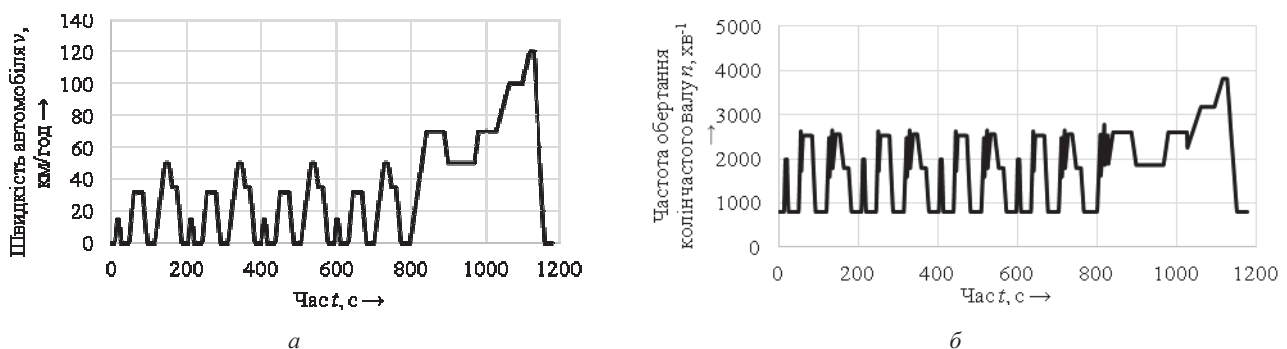


Рис. 3 – Параметри автомобіля і двигуна під час випробувального циклу NEDC:

а – швидкість автомобіля  $v$ ; б – частота обертання колінчастого валу  $n$ .

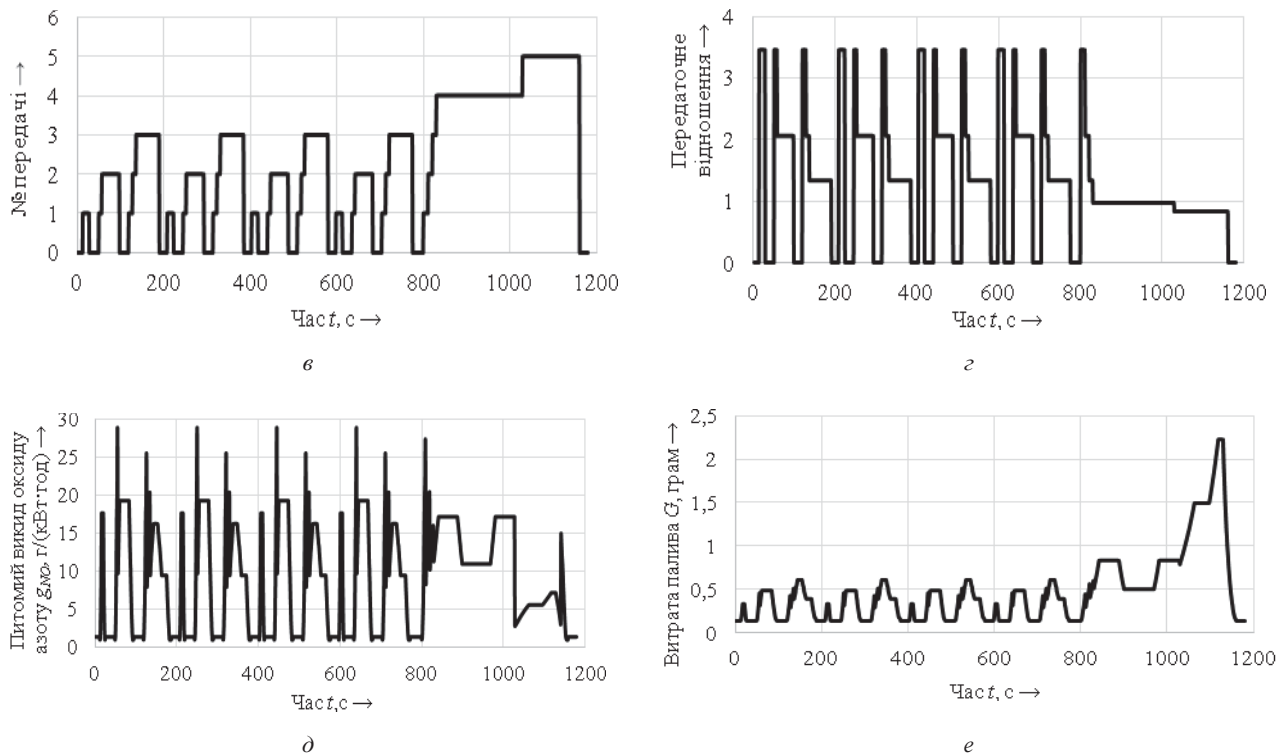


Рис. 3 – Параметри автомобіля і двигуна під час випробувального циклу NEDC:  $a$  – № передачі;  $b$  – передаточне відношення;  $c$  – питомий викид оксиду азоту  $g_{NO}$ ;  $d$  – витрата палива  $G$ .

Зменшення висоти автомобіля на 5 % приводить до зменшення лобової площі автомобіля, зниження витрат потужності на подолання опору руху автомобіля зі сторони повітря. Як наслідок, експлуатаційна витрата палива зменшується на 2 %.

Підвищення ККД трансмісії на 4% приводить до зменшення механічних втрат в ній і зменшення витрати палива на 2 %.

Момент подачі іскри впливає на експлуатаційну витрату палива неоднозначно. При ранньому запалюванні процес згоряння відбувається навколо верхньої мертвої точки, де приріст об'єму надпоршневої порожнини за фіксований проміжок часу є мінімальним, що приводить до зменшення індикаторної роботи в циклі. При занадто пізньому запалюванні зменшуються максимальні тиски і температури в циліндрі, розтягується процес згоряння палива, що також приводить до погіршення індикаторного процесу. Тобто існує певне оптимальне значення моменту подачі іскри при інших незмінних налаштуваннях. Розрахунок показав, що найкраща ефективність робочого процесу дослідного двигуна досягається при значенні  $\Theta_z = 336^\circ \text{п.к.в.}$

Зростання маси автомобіля приводить до збільшення витрат потужності двигуна на перевезення вантажу. Для отримання більшої потужності потрібно збільшити циклову подачу палива. Розрахунок показав, що зростання маси автомобіля на 25 % приводить до збільшення експлуатаційної витрати палива на 7 %.

Покращення якості дорожнього покриття приводить до зменшення сили опору коченню коліс і, як наслідок, зменшенню експлуатаційної витрати палива. Так, зменшення сумарного коефіцієнту опору коченню з 0,03 до 0,01 веде до покращення експлуатаційної витрати палива на 28 %.

Отримані результати не суперечать відомим літературним даним, а також практиці експлуатації двигунів у складі транспортних засобів.

Розроблену математичну модель можна використовувати для комплексної оптимізації параметрів двигуна і автомобіля.

**Перспективи подальших досліджень.** Напрямами подальших досліджень є експериментальна перевірка результатів розрахункових досліджень, уточнення коефіцієнтів емпіричних залежностей математичних моделей, врахування екологічних показників автомобіля, проведення комплексної оптимізації параметрів двигуна і автомобіля, створення ефективної програми керування транспортним засобом.



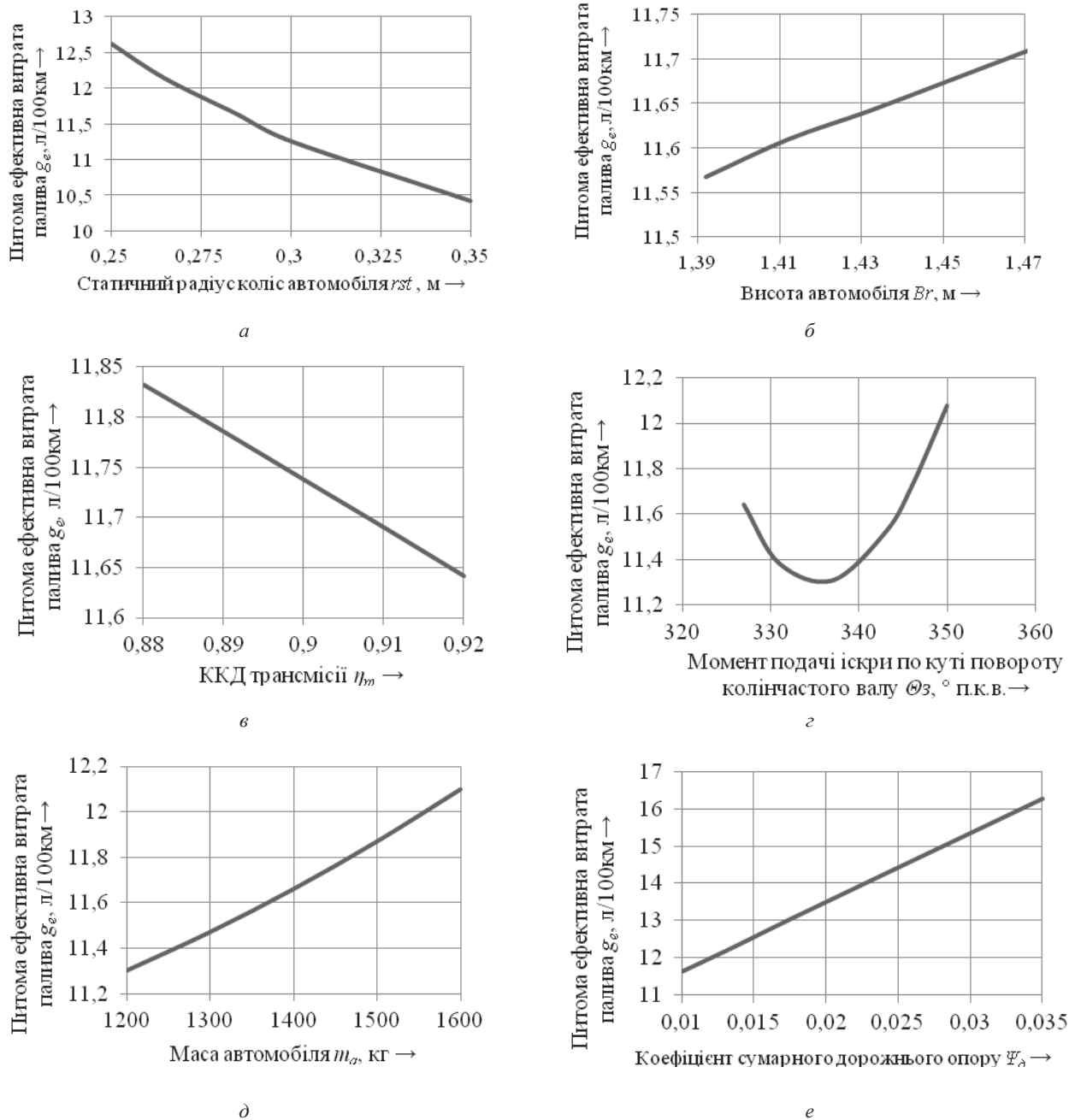


Рис. 4 – Вплив параметрів і налаштувань транспортного засобу на середню експлуатаційну витрату палива двигуном внутрішнього згорання: а – статичного радіуса коліс автомобіля  $r_{st}$ ; б – висоти автомобіля  $Br$ ; в – ККД трансмісії  $\eta_m$ ; г – моменту подачі іскри по куті повороту колінчастого валу  $\Theta_3$ ; д – маси автомобіля  $m_a$ ; е – коефіцієнту сумарного дорожнього опору  $\Psi_d$ .

**Висновки.** Розроблено математичну модель робочого процесу бензинового двигуна у складі транспортного засобу. Математична модель дозволяє визначати показники паливної економічності і токсичності двигуна на режимах експлуатації, проводити оптимізаційні дослідження.

З використанням розроблених математичних моделей визначені параметри робочого процесу двигуна на квазістаціонарних режимах руху автомобіля. За цими параметрами з використанням експериментальних співвідношень визначено середньоексплуатаційні показники ДВЗ при русі автомобіля за циклом NEDC.

Проаналізовано вплив радіуса коліс, висоти, маси автомобіля, кута запалювання, ККД трансмісії, а також опору дорожнього покриття на середню експлуатаційну витрату палива двигуном. Показано, що для покращення експлуатаційної паливної економічності слід зменшувати висоту і масу автомобіля та збільшувати радіус коліс. Оптимальне значення моменту подачі іскри за кутом повороту колінчастого валу становитиме  $\Theta_3 = 336^\circ$  п.к.в.

## Список літератури

1. United Nations Economic Commission for Europe. Regulation No 83 of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UN/ECE) – Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to the emission of pollutants according to engine fuel requirements // *Official Journal of the European Union*. – 27.12.2006. – L375. – Vol. 49. – pp. 223–495. – Режим доступу : <https://eur-lex.europa.eu/oj/direct-access.html>. – Дата звертання : 30 січня 2018.
2. Guzzella L., Sciarretta A. *Vehicle Propulsion Systems*. – Berlin, Germany : Springer Verlag, 2007. – 323 p.
3. Кравець В. Н. Теория автомобиля : учеб. пособие. – Н. Новгород : Нижегород. гос. техн. ун-т, 2007. – 367 с.
4. Ross M. Fuel efficiency and the physics of automobiles // *Contemp. Phys.* – 1997. – vol. 38. – P. 3–10.
5. Froberg A., Nielsen L. Efficient drive cycle simulation // *IEEE Trans. Veh. Technol.* – 2008. – vol. 57. – P. 1442–1453.
6. Wipke K., Cuddy M., Burch S. Advisor 2.1: A user-friendly advanced powertrain simulation using a combined backward/forward approach // *IEEE Trans. Veh. Technol.* – 1999. – vol. 48. – P. 1751–1761.
7. Botwinska K., Mruk R., Sloma J., Tucki K., Zaleski M. Simulation of diesel engine emissions on the example of Fiat Panda in the NEDC test. // *International Conference Energy, Environment and Material Systems (EEMS 2017)*. *E3S Web Conf.* – 2017. – vol. 19. – doi: 10.1051/e3sconf/20171902003.
8. Ben-Chaim M., Shmerling E., Kuperman A. Analytic Modeling of Vehicle Fuel Consumption // *Energies*. – 2013. – vol. 6. – P. 117–127.
9. Гусаков С. В., Марков В. А., Афанасьева И. В. Улучшение эксплуатационных показателей транспортных средств при использовании гибридных силовых установок // *Известия ВУЗов. Сер. : Машиностроение*. – 2012. – № 2. – С. 32–41.
10. Кузьменко А. П. Улучшение показателей малолитражного газового двигателя с искровым зажиганием за счет выбора параметров, которые определяют процесс сгорания : дис. канд. техн. наук : 05.05.03 / Кузьменко Анатолий Петрович. – Х. – 2012. – 197 с.
11. Луканин В. Н., Трофименко Ю. В. Снижение экологических нагрузок на окружающую среду при работе автомобильного транспорта // *Итоги науки и техники. Сер. : Автомобильный и городской транспорт*. – М. : ВИНТИ. – 1996. – Т. 19. – С. 90–110.
12. Стуканов В. А. Основы теории автомобильных двигателей и автомобиля: Учебное пособие. – М. : ФОРУМ : ИНФРА-М, 2005. – 368 с.

## References (transliterated)

1. United Nations Economic Commission for Europe. Regulation No 83 of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UN/ECE) – Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to the emission of pollutants according to engine fuel requirements, *Official Journal of the European Union*, European Union Publ., 27.12.2006, L375, vol. 49, pp. 223–495. Available at <https://eur-lex.europa.eu/oj/direct-access.html> (accessed 30.01.2018).
2. Guzzella L., Sciarretta A. *Vehicle Propulsion Systems*. Berlin, Germany : Springer Verlag, 2007. 323 p.
3. Kravets V. N. *Teoriya avtomobilya : uchebnoye posobiye* [Theory of Vehicles: Handbook]. Nizhniy Novgorod, Nizhegor. Gos. Tekhn. un-t Publ., 2007. 323 p.
4. Ross M. Fuel efficiency and the physics of automobiles. *Contemp. Phys.* 1997, vol. 38, pp. 3–10.
5. Froberg A., Nielsen L. Efficient drive cycle simulation. *IEEE Trans. Veh. Technol.* 2008, vol. 57, pp. 1442–1453.
6. Wipke K., Cuddy M., Burch S. Advisor 2.1 : A user-friendly advanced powertrain simulation using a combined backward/forward approach. *IEEE Trans. Veh. Technol.* 1999, vol. 48, pp. 1751–1761.
7. Botwinska K., Mruk R., Sloma J., Tucki K., Zaleski M. Simulation of diesel engine emissions on the example of Fiat Panda in the NEDC test. *International Conference Energy, Environment and Material Systems (EEMS 2017)*. *E3S Web Conf.* 2017, vol. 19. doi: 10.1051/e3sconf/20171902003.
8. Ben-Chaim M., Shmerling E., Kuperman A. Analytic Modeling of Vehicle Fuel Consumption. *Energies*. 2013, vol. 6, pp. 117–127.
9. Gusakov S. V., Markov V. A., Afanas'eva I. V. *Povyshenie effektivnosti transportnykh sredstv s ispol'zovaniyem gibridnykh elektrostantsiy* [Increasing efficiency of vehicle using hybrid power stations]. *Izvestiya VUZov. Seriya : Mashinostroenie* [Proceedings of Higher Educational Institutions. Series: Machine Building]. 2012, no. 2, pp. 32–41.
10. Kuzmenko A. P. *Uлучshenie pokazateley malolitrazhnogo gazovogo dvigatelya s iskrovym zazhiganiyem za schet vybora parametrov, kotorye opredelyayut protsess sgoraniya : dis. kand. techn. nauk* [Improving performance of a low consumption gas engine with spark ignition by choosing parameters determining the combustion process. Candidate eng. sci. diss. (PhD.)]. Kharkov, 2012. 197 p.
11. Lukanin V. V., Trofimenko U. V. *Sokrashchenie ekologicheskikh nagruzok v okruzhayushchuyu sredu pri ekspluatatsii transporta* [Reduction of ecological loads on environment during transport exploitation]. *Itogi nauki i tekhniki. Ser. : Avtomobil'nyy i gorodskoy transport* [The results of science and technology. Series: Automobile and city transport]. Moscow, VINITI Publ., 1996, vol. 19, pp. 90–110.
12. Stukanov V. A. *Osnovy teorii avtomobil'nykh dvigateley i avtomobiley : Uchebnoye posobie* [Fundamentals of the theory of automobile engines and automobiles: Textbook]. Moscow, FORUM : INFRA-M Publ., 2005. 368 p.

Надійшла (received) 16. 02.2018

## Відомості про авторів / Сведения об авторах / Information about authors

**Осетров Олександр Олександрович (Osetrov Aleksandr Aleksandrovich)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; тел.: (050) 795-62-28; e-mail: [osetrov2010@gmail.com](mailto:osetrov2010@gmail.com).

**Альошин Дмитро Сергійович (Alokhin Dmitriy Sergeyevich)** – студент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; тел.: (095) 396-36-88; e-mail: [alyokhindima@gmail.com](mailto:alyokhindima@gmail.com).

**Бекарюк Олександр Миколайович (Bekaryuk Aleksandr Nikolaevich)** – студент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; тел.: (050) 699-71-28; e-mail: [lex09199509@gmail.com](mailto:lex09199509@gmail.com).